

# 水平二重円筒の内側円管まわりの沸騰熱伝達特性

土田 一・井上 正美・小武海 慎二

## Heat Transfer in Nucleate Boiling from Horizontal Tube enclosed by a Concentric Outer Tube

Hajime TSUCHIDA, Masami INOUE, Sinji KOBUKAI

An experiment investigation of boiling heat transfer of saturated R-11 have been conducted with horizontal cylinder which is 20mm in diameter and 50mm in length, and enclosed by concentric outer tubes. These outer tubes have two grooves which are 60mm long. In addition, these widths were changed from 1mm to 10mm. Clearance between these tubes ranged 0.28mm and heat flux  $2.0 \times 10^3 \text{ W/m}^2$  to  $8.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$

Heat transfer characteristics have been demonstrated and discussed in this report.

### 1. 緒言

狭い空間あるいは狭い流路における沸騰熱伝達特性の解明は、相変化を伴う熱交換器などのコンパクト化および高性能化という観点から工業上重要であり、従来より多くの研究が行なわれている(1)~(7)。

既報(7)では、狭い空間内におかれた水平円管の沸騰熱伝達の基礎的研究として二重水平円管の内側円管の沸騰熱伝達特性に関し、外側円管内面と内側円管で構成される環状隙間を種々変化させた場合、その隙間が極めて狭い範囲(0.25~0.35mm)で、しかも伝熱面熱流束が比較的小さい領域で伝熱促進効果が顕著となることを定性的にはあるが明らかにした。なお、Y. H. Hungら(5)も同様な報告をしているが、伝熱管からの発生気泡の抜け方向が著者らとは根本的に異なっている。

本研究では、伝熱促進が顕著に現われる環状隙間を0.28mmに限定し、伝熱促進効果に対して最も支配的な要因として考えられる合体泡の形成・放出に着目し、隙間内に形成される合体泡の発生頻度の測定を行ない、沸騰熱伝達との相関を明らかにする。また、合体泡の形成・放出に大きく関与すると考えられる外側円筒開口部の断面積の影響についても検討を加える。

### 使用記号

A	: 面積比 = $(A_1 + A_2) / S \cdot 100$ [%]
$A_1$	: 上開口部断面積 [mm <sup>2</sup> ]
$A_2$	: 下開口部断面積 [mm <sup>2</sup> ]
a	: 液体の温度伝導率 [m <sup>2</sup> /h]
c	: 伝熱管と外側円筒内面の環状隙間 [mm]
D	: 伝熱管直径 [mm]
E	: 電圧 [V]
$F_0$	: フーリエ数 = $a / N_1 \cdot c^2$
I	: 電流 [A]
L	: 有効伝熱部長さ [mm]
$N_1$	: 合体泡発生頻度 [h <sup>-1</sup> ]
$Nu$	: ヌセルト数 = $\alpha \cdot c / \lambda$
Q	: 供給熱量 = $E \cdot I$ [W]
q	: 伝熱面熱流束 = $Q / \pi \cdot D \cdot L$ [W/m <sup>2</sup> ]
$q_c$	: 限界熱流束 [W/m <sup>2</sup> ]
S	: 伝熱面積 [m <sup>2</sup> ]
$T_w$	: 熱電対の指示温度 [K]
$T_s$	: 液体の飽和温度 [K]
$\Delta T_{\text{sat}}$	: 過熱度 = $T_w - T_s$ [K]
$\alpha$	: 熱伝達率 [W/m <sup>2</sup> K]
$\lambda$	: 液体の熱伝導率 [W/mK]

### 2. 実験装置および方法

実験装置は既報(8)と同一である。供試伝熱管は、

\* 秋田高専 機械工学科 第22期卒業生

外径20mm, 有効伝熱部長さ50mmの銅製で, 円管表面を0/4番エメリー紙にて伝熱管軸方向に研磨し, 内部に埋め込まれたカートリッジヒーターにより間接的に電気加熱し, 伝熱面に熱流束を与えた。また, 銅管の管壁には軸方向中央部に円周方向左右上下4箇所にてC-C熱電対が埋め込まれており, これらの平均温度より伝熱管表面温度を算出した。

図1に試験部を示す。④は供試伝熱管であり, 上下に任意の幅  $s$ , 長さ60mmの開口部を設けたアルミニウム製の円筒①で同心円状に覆われ, 伝熱面と外側円筒内面との間に一定の沸騰空間を構成する。また, 沸騰空間は所定の厚みをもつ合成樹脂製のスペーサ⑤およびキャップ②により一定に保持できるように工夫し, すき間ゲージにより所定の隙間が設定されていることを確認した。

実験は, 沸騰空間すなわち環状隙間  $c=0.28\text{mm}$ —

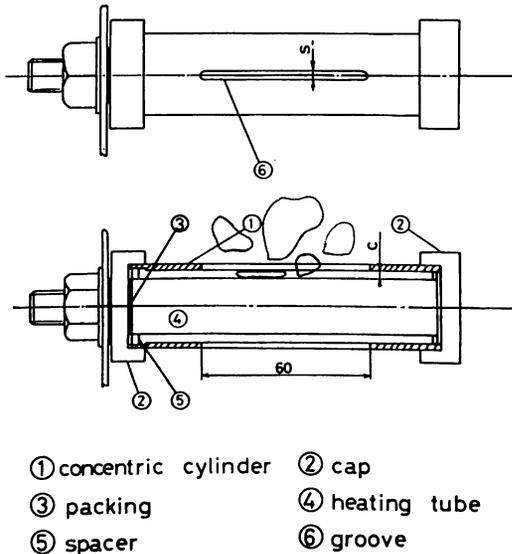


図1 試験部

表 開口部幅と面積比の関係

溝の幅 $s$ (mm)		面積比 $A = \frac{\text{上下開口部面積}}{\text{有効伝熱部面積}} \times 100(\%)$
下開口部	上開口部	
1	1	3.8
1	3	7.6
1	6	13.2
3	3	11.8
3	6	16.9
6	6	22.5
6	10	29.7
10	10	36.9

定とし, 上下開口部幅  $s$  (面積比  $A$ ) を表のごとく変化させて行った。なお, 試験液体にはフロン系冷媒 R-11 を使用し, 試験部を沸騰容器のほぼ中央に設置し, 大気圧下・飽和沸騰のもとで行った。また, 実験は伝熱面熱流束の与え方により伝熱特性が異なることが考えられるため, 伝熱面熱流束を徐々に上げて行った。

### 3. 実験結果および考察

#### 3.1 沸騰曲線と沸騰様相

図2にて  $c=0.28\text{mm}$  の面積比  $A$  における沸騰曲線を示し, 代表的な面積比について挙げてある。なお, 図中の破線は  $c=\infty$  の場合の結果である。また, 図3には伝熱面熱流束の変化に伴う沸騰様相を  $A=11.4\%$  の場合について示してある。この場合の  $c$  は可視化の都合上  $0.25\text{mm}$  となっている。

$A=3.8\%$  の場合, 伝熱面熱流束  $q$  が比較的小さい領域 ( $3.0 \times 10^3 \text{W/m}^2 \leq q \leq 1.5 \times 10^4 \text{W/m}^2$ ) では, 過熱度  $\Delta T_{\text{sat}}$  の増加はほとんどなく,  $q$  のみが増加している。さらにこの領域では伝熱管表面の温度変動が観測されている。このことは沸騰様相より, 伝熱面上より発生した気泡は外側円筒内面の隔壁の存在により, 押しつぶされて広がり周囲の気泡と合体しながら伝熱面に沿って浮上していく (図3-a)。この領域を合体泡領域と以下称することにする。そ

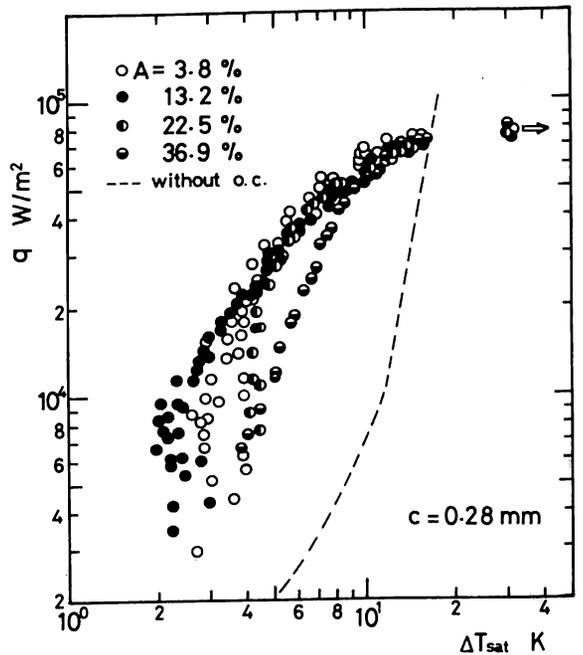


図2 沸騰曲線

水平二重円筒の内側円管まわりの沸騰熱伝達特性



$q \approx 8.2 \times 10^3 \text{ W/m}^2$   
(a)

$q \approx 3.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$   
(b)

$q \approx 4.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$   
(c)

$c = 0.25 \text{ mm}$      $A = 11.4 \%$

図3 沸騰様相

の際気泡と伝熱面との間には薄液膜が存在するという藤田ら<sup>(6)</sup>の報告があり、本実験においても同様な沸騰状況となり合体泡領域での熱伝達の向上が顕著となっているものと考えられる。また、沸騰は間欠的で $q$ の増加に伴い気泡の発生頻度も増加する。 $1.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2 \leq q \leq 4.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ では、 $q$ の増加にともなう $\Delta T_{\text{sat}}$ の増加も緩やかとなり、伝熱面の温度変動もみられず比較的安定した沸騰となる。この場合、気泡は発生後直ちに伝熱面上に広がり連続的に発泡を行なうようになり、発泡点数および発生頻度がともに増加する。しかし、 $q$ の増加に伴い部分的に伝熱面が露出し、激しい沸騰により発生気泡の浮上速度も著しく増加する(図3-b)。 $q \geq 4.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ では、伝熱面の大部分が蒸気で覆われ上下開口部周辺のみ激しい沸騰が行なわれるようになる(図3-c)。したがって、 $q$ の増加は抑制され $\Delta T_{\text{sat}}$ の増加が主となり、熱伝達が急激に低下し、バーンアウトへと移行する。

$A = 13.2\%$ の場合、 $A = 3.8\%$ の場合とほぼ同様の傾向を示すが、 $A = 3.8\%$ の場合に比較し $q$ のみが増加する領域は小さくなっているものの、 $\Delta T_{\text{sat}}$ が若干低くなっている。

$A = 22.5\%$ の場合では、 $A = 3.8\%$ 、 $13.2\%$ の場合に比較し $\Delta T_{\text{sat}}$ がほぼ一定となる $q$ の領域が高い値となり伝熱面の温度変動も観測されなくなる。また、 $A = 36.9\%$ の場合には他の場合とは異なり $q$ の立ち上り現象はみられない。

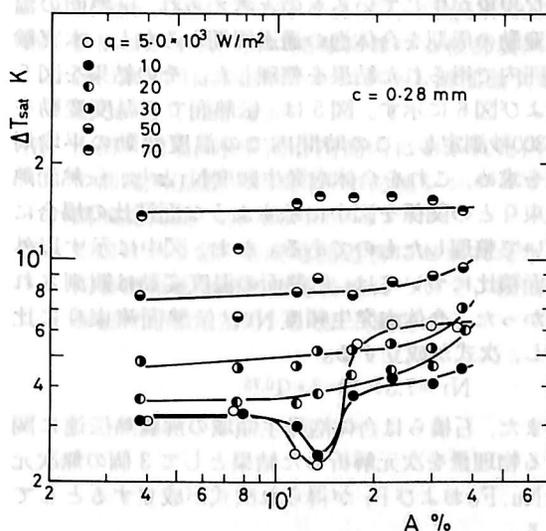


図4 過熱度 $\Delta T_{\text{sat}}$ の面積比 $A$ による変化

3・2 過熱度 $\Delta T_{\text{sat}}$ の面積比 $A$ による影響

図4は、面積比 $A$ による過熱度 $\Delta T_{\text{sat}}$ の変化を伝熱面熱流束 $\Delta T_{\text{sat}}$ をパラメータにとり示したものである。 $q \leq 1.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ において、 $\Delta T_{\text{sat}}$ の $A$ による影響が顕著に現われている。すなわち、 $A \leq 10\%$ では面積比による変化はみられないものの、 $A \approx 10\%$ を境に $A$ の増加とともに $\Delta T_{\text{sat}}$ が減少し、 $A \approx 13\%$ で最小となる。その後、 $A$ の増加に伴い $\Delta T_{\text{sat}}$ は著しく増加し、 $A \geq 20\%$ になると $\Delta T_{\text{sat}}$ の増加は緩やかとなり $A$ の影響はほとんどみられなくなる。

しかしながら、 $2.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2 \leq q \leq 5.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ において、 $A \leq 20\%$ ではAによる $\Delta T_{\text{sat}}$ の変化はほとんどみられず、 $A \geq 20\%$ となるとAの増加に伴い $\Delta T_{\text{sat}}$ も緩やかに増加する。なお、 $q \approx 7.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ の場合、多少のバラツキはみられるものの $\Delta T_{\text{sat}}$ のAによる影響はみられない。したがって、 $q$ が $1.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$ 近傍以下において面積比が13%近傍で熱伝達が最も良好となっている。このことは、3.1でも述べたが、伝熱機構として気泡と伝熱面に介在する薄液膜による蒸発も考えられるが、気泡の成長・浮上に伴う過熱液層の排除が熱伝達向上に大きく関与しているものと考えられる。

3・3 合体泡領域における一考察

石橋ら<sup>(2)</sup>によれば、合体泡領域において合体泡通過周期が伝熱温度の変動周期と一致し、さらには合体泡の発生頻度が熱負荷と隙間によって規制されるという報告がされている。本実験においてもほぼ同様な現象が生じているものと考えられ、伝熱面の温度変動の周期を合体泡の通過周期とみなし、本実験範囲内で得られた結果を整理した。その結果を図5および図6に示す。図5は、伝熱面での温度変動を約300秒測定し、この時間内での温度変動の平均周期を求め、これを合体泡発生頻度 $N_1$ とし、伝熱面熱流束 $q$ との関係を図中に示すような面積比の場合について整理したものである。なお、図中に示す以外の面積比については、伝熱面の温度変動は観測されなかった。合体泡発生頻度 $N_1$ は伝熱面流束 $q$ に比例し、次式が成立する。

$$N_1 = 7.3 \times 10^{-3} \cdot q^{0.75}$$

また、石橋らは合体泡発生領域の沸騰熱伝達に関する物理量を次元解析した結果として3個の無次元量 $Nu$ ,  $Fo$ および $Pr$ が得られ次式が成立するとしている。

$$f(Nu, Fo, Pr) = 0$$

そこで、本実験の測定結果を縦軸にヌセルト数 $Nu$ 横軸にフーリエ数 $Fo$ をとり実験点を整理すると図6に示すように1つの直線で示すことができ、次式が成立する。

$$Nu = 78.5 \cdot Fo^{-0.75}$$

ここで、整理した実験点はほぼ±35%の範囲内におさまっている。

3・4 限界熱流束の面積比による影響

先に示した沸騰曲線において、 $q$ がある値で飽和し伝熱管表面温度のみが増加する現象を本実験での

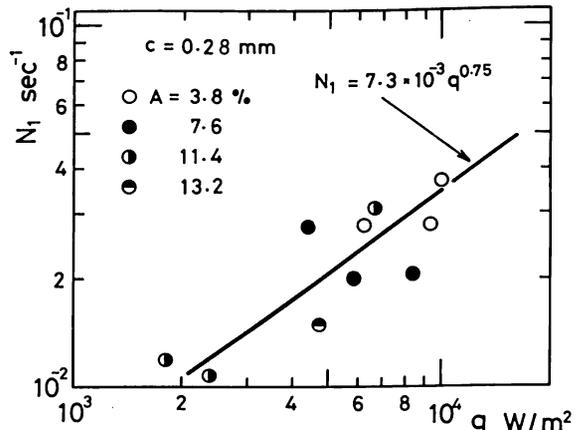


図5 合体泡発生頻度 $N_1$ と伝熱面積流束 $q$ との関係

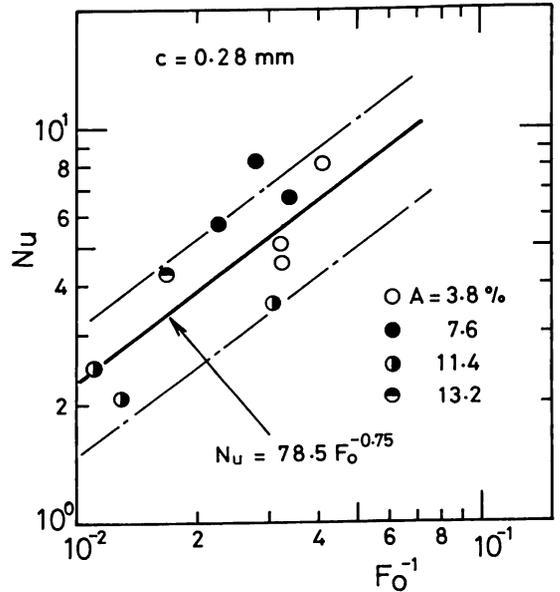


図6 ヌセルト数 $Nu$ とフーリエ数 $Fo$ との関係

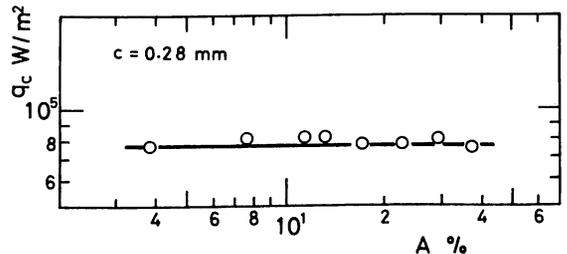


図7 限界熱流束 $q_c$ の面積比Aによる変化

水平二重円筒の内側円管まわりの沸騰熱伝達特性

限界熱流束  $q_c$  とする。この  $q_c$  と面積比  $A$  との関係を図 7 に示す。限界熱流束の面積比による変化はみられず、ほぼ  $8.8 \times 10^4 \text{ W/m}^2$  近傍に  $q_c$  が存在する。

4. 結 言

水平二重円筒の内側円管を伝熱面とし、外側円筒との環状隙間を  $0.28 \text{ mm}$  に固定し、外側円筒に設けた開口部断面積を 8 種類変化させた場合の沸騰熱伝達について実験的研究を行なった。その結果として次のような結論を得た。

(1) 面積比  $A$  により異なるが、伝熱面熱流速  $q$  が約  $3.0 \times 10^3 \text{ W/m}^2$  から  $1.5 \times 10^4 \text{ W/m}^2$  近傍にかけて合体泡が形成される。また、この領域すなわち合体泡領域において、面積比  $A$  が約 13% 近傍で熱伝達の向上が顕著となる。

(2) 合体泡領域において、伝熱面の温度変動を測定し、実験点をヌセルト数およびフーリエ数の関数としてまとめた。その結果、次式が成立する。

$$Nu = 78.5 F_0^{0.75}$$

(3) 限界熱流束  $q_c$  は、外側円筒の開口部断面積の影響を受けず、伝熱面熱流束  $q$  が  $8.0 \times 10^4 \text{ W/m}^2$  近傍に存在する。

最後に、本研究を行なうにあたり多大なるご指導、ご助言をいただいた本校実習工場諸氏に深く感謝の意を表します。

参 考 文 献

- (1) 甲藤ほか 2 名, 平行水平 2 円板間の狭い空間における核及び遷移沸騰, 日本機械学会論文集 42 巻 361 号 P2854-2861 (昭 51-9)
- (2) 石橋, 西川 狭い空間内における沸騰熱伝達, 日本機械学会論文集 33 巻 245 号 P121-129 (昭 42-1)
- (3) 楠田, 門出ら 狭い流路の沸騰熱伝達に及ぼす気泡の影響, 日本機械学会論文集 46 巻 408 号 P1555-1562 (昭 55-8)
- (4) S.C.Yao and Y. Chang, Pool boiling heat transfer in a confined space, Int. J. Heat Mass Transfer vol. 26 No.6 pp841-848, 1983
- (5) Ying-Huei Hung and Shi-Chune Yao, Pool Boiling Heat Transfer in Narrow Horizontal Annular Crevices, Transactions of the ASME, 6561 Vol.107, August 1985
- (6) 藤田ほか 4 名, 狭い間隙における核沸騰熱伝達, 第 22 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 34-36 頁 (1985-5)
- (7) 土田・相場, 水平同心円筒内におかれた円管の沸騰熱伝達, 第 26 回日本伝熱シンポジウム講演論文集, 496-498 (1989-5)
- (8) 土田ほか 2 名, 垂直壁面近傍におかれた水平円管群の核沸騰熱伝達特性について, 秋田高専研究紀要第 23 号 P 6-12 (昭 63-2)